№ 8 Warszawa, 25 sierpnia 1936 r. Rok XIV

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

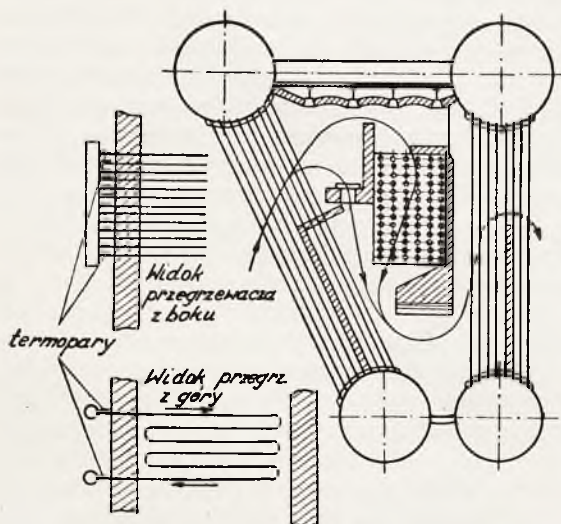
REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

W. OLCZAKOWSKI inż.

PRACE ODDZIAŁU CIEPLNEGO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W KATOWICACH. ROK 1935.

I. Pomiar przegrzewacza pary.

Kocioł „Garbe", zbudowany w roku 1911, został w roku bieżącym przebudowany, a mianowicie wymieniono zużyty podwójny ruszt łańcuchowy oraz zwiększono komorę paleniskową. Wymiary kotła były następujące: prężność nominalna 18 *atn;* powierzchnia ogrzewalna kotła 220 m^2.; przegrzewacz, o powierzchni ogrzewalnej 55 m^2, składał się z 13 poziomych wężownic ze stali węglowej o średnicy wewnętrznej 36,5 *mm*, z których jedna, oznaczona liczbą 11, była uszkodzona i zaślepiona, a więc liczba czynnych wężownic wynosiła 12. Konstrukcja kotła i przegrzewacza podane są na rys. 1.



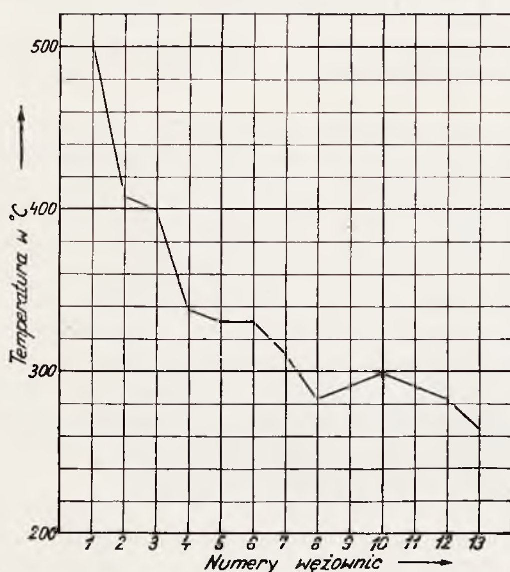
Rys. 1. Kocioł Garbe 220 m^2

Po przebudowie stwierdzono, że temperatura pary za przegrzewaczem dochodziła okresowo do 450⁰, przyczem przegrzanie w dwóch górnych wężownicach było znacznie wyższe, gdyż końce ich, leżące między obmurzem i kolektorem zbiorczym pary przegrzanej, a więc nazewnątrz komory, rozgrzewały się do koloru wiśniowego. Celem obniżenia temperatury pary firma, wykonywująca przebudowę komory paleniskowej, zdławiła przepływ spalin przez przegrzewacz, usuwając część ścianki „A" i zabudowując przed przegrzewaczem ściankę „B", jak to jest pokazane na rysunku. Po powyższej zmianie stwierdzono, że temperatura pary obniżyła się do około 400⁰ C, jednak przegrzanie w dwóch górnych wężownicach było jeszcze bardzo wysokie, ponieważ nagrzewały się one nadal do koloru ciemno-wiśniowego.

Zabudowanie ścianki „B" nie mogło polepszyć warunków pracy przegrzewacza, a nawet odwrotnie, spowodowało ono pogorszenie przepływu spalin, z punktu widzenia równomierności przegrzania pary w poszczególnych wężownicach; ścianka „B" uniemożliwiła boczny dopływ spalin do przegrzewacza i na skutek tego, cała ilość spalin przepływających przez przegrzewacz omywała pierwsze wężownice. Obniżenie średniej temperatury pary było następstwem zmniejszenia ilości przepływających spalin przez przegrzewacz, ponieważ na skutek usunięcia ścianki „A" część spalin przepływała wzdłuż opłomek pierwszego pęczka z pominięciem przegrzewacza.

Wobec niezadawalających wyników zdecydowano usunąć ściankę „B", i zabudować ściankę „C", która miała izolować trzy zwoje górnej wężownicy. Podczas oględzin przegrzewacza stwierdzono, że wężownice nie leżały w płaszczyznach poziomych, lecz zwisały ku dołowi; odstępy pionowe między wężownicami były bardzo małe, a nawet górne wężownice leżały bezpośrednio na sobie i naskutek tego boczny dopływ spalin do podgrzewacza był silnie dławiony. Ze względu na brak rezerwy w kotłach oraz trudności podniesienia wężownic odłożono powyższą naprawę do czasu zainstalowania nowego kotła.

Dla zorjentowania się w wysokości przegrzania pary w poszczególnych wężownicach przeprowadzono pomiar temperatur ich ścianek. Pomiar wykonano przy pomocy termopar o grubości 0,75 *mm*, które zostały założone na końce wężownic, między obmurze i kolektor pary przegrzanej, poczem zaizolowano je sznurem azbestowym. Prócz tego w identyczny sposób zmierzono temperaturę ścianki wężownicy 6 na dopływie pary nasyconej. Podczas pomiaru wydajność kotła była stale zwiększana. Zmierzone temperatury ścianek wężownic były niższe niż temperatury pary, gdyż jak wynika z pomiaru wężownicy 6,



Rys. 2. Przegrzanie pary w kotle Garbe.

przy temperaturze pary 200° C temperatura ścianki wężownicy była niższa o około 13° od temperatury pary. Zgruba można więc szacować, że temperatura pary przegrzanej w pierwszej wężownicy była o 30 — 50° C wyższa, niż zmierzona temperatura ścianki. Wyniki pomiaru podane są w zestawieniu oraz na rys. 2.

Temperatury wylotów wężownic

Nr. wężownicy	I	II	III	IV	V
	°C	°C	°C	°C	°C
1	435	448	451	503	487
2	340	385	388	423	408
3	351	385	382	416	400
4	321	346	336	364	348
5	318	328	329	350	331
6	360	322	330	350	331
7	266	309	315	313	311
8	246	280	283	283	283
10	262	274	295	301	299
12	252	273	278	285	283
13	244	253	245	265	265

Prężność i temperatury pary

Liczba pomiaru	Prężn. w kotle	Temperatura pary za przegrz.	Temperatura pary przed przegrz.	Temperatura wlotu wężownicy Nr. 6	Różnica temp. pary nasyc. i węż. N.6.
	ata	° C	° C	° C	° C
I	14,5	355	195,7	187	9
II	14,4	356	195,4	183	13
III	15,3	328	198,4	185	13
IV	17,6	356	205,0	192	13
V	18,0	360	206,1	194	12

Z podanych w zestawieniu temperatur wynika, że przegrzanie pary w poszczególnych wężownicach było nierównomierne, a mianowicie w pierwszej wężownicy wynosiło około 550°, natomiast w 13-tej nie przekraczało 280°. Wobec tak wysokiego przegrzewania się pary w pierwszej wężownicy, należało się liczyć z uszkodzeniem jej w stosunkowo krótkim czasie. Ponieważ kotłownia pracuje bez rezerwy, a ogólne przegrzanie pary jest jeszcze niewystarczające dla potrzeb siłowni, zdecydowano zmienić podział przepływu pary przez poszczególne wężownice, zabudowując do dolnych wężownic kryzy dławiące aby uzyskać zwiększenie przepływu przez wężownice górne. Jednocześnie postanowiono wymienić dwie pierwsze wężownice na wężownice ze stali specjalnej, dostarczone na próbę przez jedną z hut krajowych.

II. Pomiary sprężarek.

W roku 1935 wykonaliśmy 4 pomiary odbiorcze dwóch identycznych sprężarek tłokowych, dwustopniowych w układzie tandem, każda o wydajności nominalnej 3600 zassanych m^3 powietrza na godzinę i wysokości sprężania 8 *atn.* Srednica cylindra niskoprężnego 600 *mm*, wysokoprężnego 350 *mm*, skok 500 *mm*, liczba obrotów 250 na minutę. Sprężarki są wyposażone w wentyle systemu Hörbigera. Wydajność regulowana jest w sposób ciągły przez regulator systemu dostawcy, którego działanie polega na opóźnianiu zamykania wentyli ssących obu cylindrów po przekroczeniu dopuszczalnej wysokości ciśnienia w zbiorniku sprężonego powietrza. Wobec tego część zassanego powietrza zostaje z powrotem wytłaczana z cylindra niskoprężnego do rurociągu ssącego, a z wysokoprężnego do — chłodni międzystopniowej. Zakres regulacji wynosi od 1,0 do 0,25 wydatku maksymalnego. Dna, tuleje cylindrów oraz główne łożysko są chłodzone wodą. Powietrze za pierwszym stopniem chłodzone jest w przeciwprądowej chłodni umieszczonej nad sprężarką. Pawietrze zasysane jest przez wspólny dla obu sprężarek rurociąg i filtr z wiórków żelaznych.

Sprężarki są napędzane przez silniki synchroniczne, moc każdego wynosi 330 *kW*, licz-

ba obrotów na minutę — 250, wał wspólny dla silnika i sprężarki; wzbudnica napędzana jest z wału, rozruch silnika jest asynchroniczny.

Dostawca zagwarantował dla każdego zespołu wydatek 3600 zas. m^3/h + 5% oraz zużycie energji przy stanie powietrza zasysanego 750 *mm* Hg i 15° C oraz temperaturze wody chłodzącej 15° C. Rozchód wody chłodzącej nie powinien przekraczać 10 m^3/h.

Gwarancje wydatku i sprawności zespołu były odniesione do ilości zassanego powietrza, mierzonego na tłoczeniu za zbiornikiem sprężonego powietrza.

Opis pomiaru.

Zgodnie z umową zakupu wydatek powietrza był mierzony podczas obu pomiarów odbiorczych przy pomocy normalnej dyszy i kryzy, zabudowanych szeregowo za dwoma zbiornikami sprężonego powietrza o łącznej pojemności około 40 m^3. Powietrze wytłaczano do atmosfery przez wentyl nastawny, zabudowany w odległości około 10 *m* poza drugą przegrodą spiętrzającą. Średnica rurociągu wynosiła 100 *mm*. Dla uzyskania stałego obciążenia regulator podczas każdego pomiaru był unieruchamiany w położeniu nastawionej wydajności.

Ilość wody chłodzącej była mierzona przy pomocy normalnej dyszy zabudowanej w rurociągu doprowadzającym. Temperatura wody zimnej była mierzona w rurociągu, temperatura wody gorącej — w korycie zbiorczem, do którego spływała woda chłodząca poszczególne elementy sprężarki. Ze względu na małą pojemność koryta, w stosunku do ilości przepływającej wody, trudno było uzyskać dobre wymieszanie jej, a tem samem dokładną średnią temperaturę.

Podczas II pomiaru odbiorczego określono maksymalny wydatek sprężarki przy zaślepionem odgałęzieniu ssącem nieczynnej sprężarki.

W umowie zakupu została dość dokładnie podana metoda wykonania pomiaru, wkradła się jednak niejasność, a mianowicie podano, że:

„gwarantowany wydatek powietrza po przeliczeniu na stan powietrza zassanego będzie wynosił 3600 m^3/h. Zaobserwowany podczas pomiaru stan powietrza zasysanego, będzie przyjęty do obliczeń w ten sposób, że zostanie on odniesiony do temperatury 15° C i ciśnienia barometrycznego 750 *mm* Hg. Temperatura powietrza zasysanego będzie mierzona przed filtrem, a ciśnienie jego w rurociągu ssącym między filtrem a kompresorem".

Sposobu obliczenia poprawki na jednostkowy rozchód energji w zależności od temperatury wody, umowa nie zawierała.

Opierając się na powyższem brzmieniu umowy, dostawca wysunął przy drugim pomiarze odbiorczym zastrzeżenie, co do słuszności obliczania wydatku w rzeczywistych m^3 zas. powietrza (podczas drugiego pomiaru odbiorniczego temperatura zasysanego powietrza wynosiła około -1° C. prężność za filtrem—ok 743 *mm* Hg, przeliczenie więc wydatku na stan 750 *mm* Hg i 15° C było dla dostawcy korzystne).

Wysunięte zastrzeżenie nie było słuszne ze względów następujących:

Maksymalny wydatek sprężarki wyrażony w rzeczywistych m^3 jest wielkością stałą, niezależną od warunków atmosferycznych, w jakich wykonywany jest pomiar, t. j. od temperatury i stanu barometrycznego zasysanego powietrza. Jeżeli natomiast wydatek będzie odnoszony do określonego stanu powietrza, różniącego się od stanu zasysania, a co jest identyczne z wyrażeniem wydatku w jednostkach wagowych, to w ten sposób określony maksymalny wydatek sprężarki będzie zależny od warunków pomiarowych, a więc wyniki będą inne jeśli naprzykład pomiar będzie wykonany w zimie, a inne — w lecie. Również nie jest słuszne odnoszenie zużycia mocy do objętości powietrza przeliczonej na stan fikcyjny, różniący się od określonego podczas pomiaru, ponieważ praca sprężania jest zależna od rzeczywistych objętości i prężności zasysanego powietrza oraz — stosunku sprężania, co wynika ze wzoru:

$$L_{ad.} = \frac{k}{k-1} P_0 V_0 \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

To też w normach odbiorczych Związku Inżynierów Niemieckich (polskie normy odbiorcze dla sprężarek nie są jeszcze opracowane) wyraźnie podano, że tego rodzaju przeliczenia dla oceny sprężarek są niedopuszczalne.

Opierając się na powyższem rozumowaniu określiliśmy wydatek sprężarek oraz jednostkowy rozchód energji w odniesieniu do rzeczywistej objętości zassanego powietrza. Dla przeliczenia zmierzonego rozchodu energji na warunki podane w umowie zostały wprowadzone następujące poprawki:

a) na wielokrotność sprężania i prężność zassanego powietrza wyznaczono ze wzoru:

$$\text{Poprawka}_L = \frac{L_{adj.} \text{ w war. gwarancyjnych}}{L_{adj} \text{ w war. pomiarowych}}$$

b) na temperaturę wody chłodzącej obliczono ze wzoru:

$$\text{poprawka}_t = 1 - \frac{t_w - t_p}{T_{2\,pow.}} \cdot a,$$

w którym oznaczają:

$t_w - t_p$ – różnicę temperatury wody przed sprężarką i temperatury powietrza przed filtrem,

$T_{2\,pow.}$ — temperaturę absolutną powietrza przed drugim stopniem.

a — spółczynnik którego wielkość w obliczeniach wyników I pomiaru odbiorczego przyjęto w wysokości 0,50, zaś w II pomiarze odbiorczym — przy maksymalnym wydatku a = 0,75, dla pozostałych wydatków a = 0,80.

c) na ilość wody chłodzącej, obliczono ze wzoru:

$$\text{poprawka}_w = 1 - \frac{t_{wg} - t_{wz}}{T_2} \cdot \frac{G_{gw} - G_{zm}}{G_{gw}},$$

w którym oznaczają:

$t_{wg} - t_{wz}$ — nagrzanie się wody w sprężarce,

T_2 — temperaturę powietrza przed II stopniem,

G_{gw} — ilość wody chłodzącej w/g gwarancji,

G_{zm} — zmierzoną ilość wody chłodzącej.

Podczas I pomiaru odbiorczego poprawka na temperaturę wody była dodatnia, podczas drugiego — ujemna. Korzystniejsze wartości spółczynnika a dla dostawcy podczas II pomiaru odbiorczego zostały przyjęte ze względu na nieznaczne przekroczenie, dopuszczalnej przez normy odbiorcze, temperatury wody chłodzącej.

Zestawienie odczytów i wyników pomiaru podane są dla jednego tylko zespołu, ponieważ wyniki drugiego zespołu były prawie identyczne.

Wnioski z I pomiaru odbiorczego.

Maksymalna wydajność sprężarki wynosiła 2909 *zas.* m^3/h, a więc niedotrzymanie wydatku po uwzględnieniu 5% tolerancji wynosiło 511 *zas.* m^3/h, to jest 15,0%.

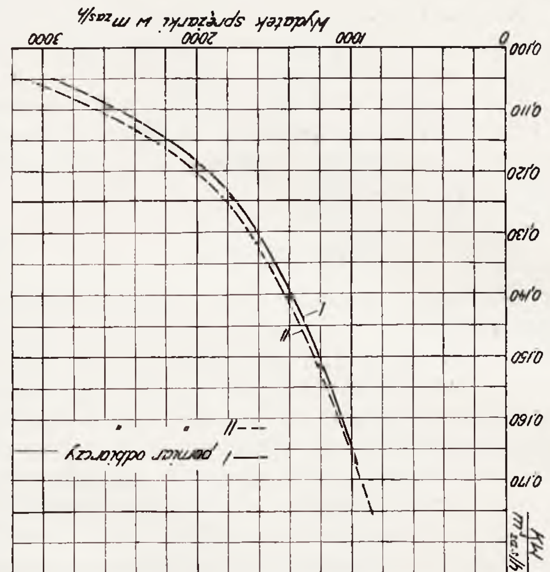
Zużycie energji przy maksymalnej wydajności, po uwzględnieniu 5% tolerancji, wynosiło 102,5% rozchodu gwarantowanego.

Wyniki dwóch pomiarów, wykonanych przy maksymalnej wydajności, różnią się nieco. Większe zużycie energji podczas pomiaru oznaczonego liczbą I a, należy w głównej mierze przypisać niedostatecznemu chłodzeniu powietrza w chłodni międzystopniowej. Jakkolwiek ogólne ilości wody chłodzącej podczas obu pomiarów były prawie jednakowe to jednak stosunek ilości wody przepływającej przez chłodnię, do ilości wody przepływającej przez pozostałe chłodzone elementy sprężarki, był podczas pomiaru I a mniej korzystny dla pracy sprężarki, niż podczas pomiaru I b, o czem świadczą temperatury powietrza za chłodnią.

Wnioski z II pomiaru odbiorczego.

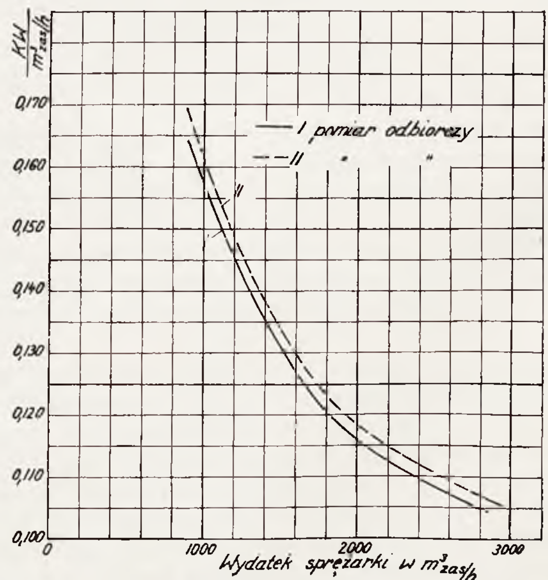
Maksymalny wydatek sprężarki wynosił 3082 *zas.* m^3/h, a więc w stosunku do zmierzonego wydatku podczas I pomiaru odbiorczego wzrósł o 5,9%, to jest o około 170 m^3/h.

Wspólny rurociąg ssący dla obu sprężarek wpływał niekorzystnie na ich pracę, pomimo że w ruchu była tylko jedna sprężarka.



Rys. 3. Jednostkowy rozchód mocy w sprężarce Nr. 1.

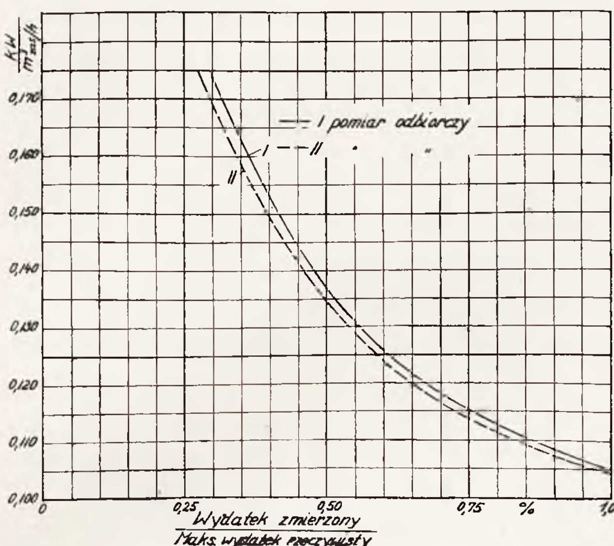
Po zaślepieniu odgałęzienia od głównego rurociągu ssącego do nieczynnej sprężarki, maksymalny wydatek wzrósł o około 57 m^3/h, to jest o 1,9%, jak to widać z wyników pomiarów oznaczonych w zestawieniach licz-



Rys. 4. Jednostkowy rozchód mocy w sprężarce Nr. 2

bami I a i I b. Wpływ wspólnego rurociągu na wydatek przy równoległej pracy obu sprężarek musi być jeszcze większy, j dnak nie mógł on być określony, ze względu na niewystarczający zakres aparatów pomiarowych.

Zużycie energji po przebudowie sprężarki wzrosło i przy maksymalnej wydajności wyniosło 104,1% rozchodu gwarantowanego po uwzględnieniu tolerancji; przy 25% wy-



Rys. 5. Jednostkowy rozchód mocy w sprężarce Nr. 1 w zależności od jej obciążenia.

datku nominalnego zmierzone zużycie energji wynosiła 113,7% gwarantowanego.

Na rys. 3, i 4. podane jest zużycie mocy przy różnych wydatkach obu zespołów podczas pierwszego i drugiego pomiaru. Na rys. 5 podane jest jednostkowe zużycie mocy przy różnych obciążeniach sprężarki, przyczem za miarę obciążenia przyjęto stosunek zmierzonego wydatku do zmierzonego maksymalnego wydatku sprężarki podczas danego pomiaru odbiorczego.

Ponieważ podczas obu odbiorów maksymalne wydatki sprężarki były różne a więc przy tych samych wydatkach stopień obciążenia sprężarki był inny podczas I i II odbioru Z wykresu 5. widać, że zwiększenie rozchodu mocy po przebudowie było następstwem zwiększenia wydatku sprężarki, na skutek czego pracowała ona w gorszych punktach swych charakterystyk, to jest przy wydatkach 75, 50 i 25% wydatku nominalnego wytłaczana była z powrotem z cylindrów większa ilość powietrza niż przed przebudową.

Regulator wydajności spełniał swe zadanie, wadą jego jest stałe chociaż dość powolne około 2 okresów na minutę) oscylowanie, powodujące dość znaczne zmiany mocy pobieranej. Rozruch zespołu był szybki, bo trwał około 15 sekund

Zestawienie odczytów.

		I pomiar odbiorczy				II pomiar odbiorczy					
Liczba pomiaru		I a	I b	III	IV	I a	I b	II	III	IV a	IV b
Czas trwania pomiaru	min	40	20	30	30	30	30	30	30	40	30
Wydat. sprężarki w % wyd. nominal.	%	79,8	80,9	51,7	26,9	85,6	87,2	73,4	50,0	25,6	24,2
Stan barometru	mm Hg	746,5	746,5	746,5	746,5	743,5	740,5	743.5	743,5	743,5	740.5
Wilgotność powietrza przed filtrem	%	39,1	41,9	44,4	53,1	100	100	100	100	100	100
Stała gazowa powietrza		29,42	29,43	29,43	29,44	29,28	29,28	29,28	29,28	29,28	29,28
Liczba obrotów zespołu	obr/min	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Sprężarka.											
Wydat. w m³, zmierzony na tłocz. zass.	m³/h	2870	2909	1860	969	3082	3139	2642	1800	870	921
Prężność: przed filtrem	kg/cm²	1,0150	1,0150	1,0150	1,0150	1,0108	1,0067	1,0108	1,0108	1,0108	1,0067
Prężność: za filtrem	kg/cm²	1,0142	1,0143	1,0144	1,0146	1,0100	1,0049	1,0101	1,0102	1,0104	1,0050
Prężność: w chłodni międzyst.*)	kg/cm²	3,1	3,0	3,0	3.0	3,3	3,3	3,2	3,0	2,8	2,8
Prężność: za sprężarką	kg/cm²	8,93	8,91	9,02	8,94	9,14	9,05	9,00	9,10	9,10	8.99
Temperatura powietrza: przed filtrem	°C	25,7	25,1	24,5	23,0	—1,9	—1,1	—1,9	—1,9	—2,1	—1,1
Temperatura powietrza: za I stopniem	°C	129,9	126,4	130,8	126,8	119,6	125,2	121,0	121,0	119,0	119,7
Temperatura powietrza: przed II stopniem	°C	37,3	27,9	24,3	20,8	25,8	28,3	22,9	19,4	17,7	19,3
Temperatura powietrza: za sprężarką	°C	146,2	136,1	135,9	132,4	138	135	138	141	141	141
Woda chłodząca: ilość	m³/h	8,92	9,18	9,73	9,78	9,84	9,89	9,84	9,85	9.88	9,76
Woda chłodząca: temp. przed sprężarką	°C	10,8	10,7	10,7	10,7	11,3	11,6	11,3	11,3	11,3	11,6
Woda chłodząca: „ za sprężarką	°C	24,9	24,8	21,5	18,6	24,7	25,0	23,3	21,4	19,4	18,3
Silnik											
Moc na zaciskach silnika	kW	300,3	297,0	222,0	157,6	338,8	342,2	302,1	234,5	163,8	157,7
Natężenie prądu	A	57,0	58,0	42,8	30,7	64,6	64,8	57,0	44,3	30,7	30,5
Napięcie	V	3060	2960	2980	2980	3046	3120	3060	3090	3090	3150
Spółczynnik mocy	cos φ	1,0	1,0	1,0	1,0	0,998	0,998	0,998	0,999	0.998	1,00
Częstotliwość	okr/sek.	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0

*) Wielkość orjentacyjna

Wyniki obliczeń.

Liczba pomiaru		I pomiar odbiorczy				II pomiar odbiorczy					
		I a	I b	III	IV	I a	I b	II	III	IV a	V b
Wydat. sprężarki w % wydat. nominal.	%	79,8	80,9	51,7	26,9	85,6	87,1	73,4	50,0	25,6	24,2
" " " " "	%	mak	sym.	64,1	33,4	mak	sym.	84,2	57,3	29,3	27,7
" " w m^3 zassan. powietrz. zass	m^3/h	2870	2909	1860	969	3082	3139	2642	1800	921	870
Moc pobrana przez silnik	kW	300,3	297,0	222,0	157,6	338,8	342,2	302,1	234,5	163,8	157,7
Sprawność silnika	%	93,8	93,8	93,2	91,6	93,9	93,9	93,8	93,4	91,8	91,6
Moc pobrana przez sprężarkę	kW	281,7	278,5	206,9	144,5	318,1	321,3	283,4	219,0	150,3	144,4
Praca izotermicznego sprężania w warunkach pomiarowych	kWh/h	172,5	174,8	112,4	58,3	187,0	189,1	159,1	108,9	55,7	52,2
Praca adjabatycznego sprężania w warunkach pomiarowych	kWh/h	241,0	243,7	157,4	81,4	262,0	264,6	222,4	152,6	78,1	73,1
Sprawność sprężarki w warunkach pomiarowych, odniesiona do sprężania: izotermicznego	%	61,2	62,7	54,3	40,3	58,8	58,9	56,1	49,7	37,1	36,2
Sprawność sprężarki w warunkach pomiarowych, odniesiona do sprężania: adjabatycznego	%	85,5	87,5	76,0	56,3	82,4	82,4	78,5	69,7	51,9	50,6
Sprawność zespołu w warunkach pomiarowych, odniesiona do sprężania: izotermicznego	%	57,4	58,8	50,7	37,0	55,2	55,3	52,6	46,4	34,1	33,2
Sprawność zespołu w warunkach pomiarowych, odniesiona do sprężania: adjabatycznego	%	80,2	82,0	70,9	51,7	77,4	77,4	73,6	65,1	47,7	46,4
Ogrzanie powietrza w sprężarce	°C	120,5	111,0	111,4	109,4	139,9	136,1	139,9	142,9	143,1	142,1
Ogrzanie wody chłodzącej w sprężarce	°C	14,1	14,1	10,8	7,9	12,6	13,4	12,0	10,1	8,1	7,3
Przepływ wody przez sprężarkę	m^3/h	8,92	9,18	9,73	9,78	9,84	9,89	9,84	9,85	9,88	9,76
Bilans cieplny zespołu: Moc pobrana przez silnik	kW	303,3	297,0	222,0	157,6	338,8	342,2	302,1	234,5	163,8	157,7
Bilans cieplny zespołu: Straty silnika	kW	18,6	18,5	15,1	13,1	20,7	20,9	18.7	15,5	13,5	13,3
Bilans cieplny zespołu: Ekwiwalent ciepła nadanego powietrzu	kW	112,2	105,0	67,8	34,8	154,7	153,0	132,5	92,1	47,2	44,1
Bilans cieplny zespołu: Ekwiwalent ciepła uniesionego w wodzie	kW	140,6	150,5	122.1	89,7	144,2	154,2	137,5	115,6	93,2	81,6
Bilans cieplny zespołu: Reszta	kW	23,5	23,0	17,0	20,0	19,2	14,1	13,4	11,3	9,9	18,7
Bilans cieplny zespołu: Reszta	%	7,7	7,7	7,6	12,8	5,7	4,1	4,4	4,8	6,0	11,8

Porównanie wyników pomiaru z liczbami gwarancyjnemi.

Liczba pomiaru		I pomiar odbiorczy				II pomiar odbiorczy					
		I a	II b	III	IV	I a	I b	II	III	IV a	IV b
Obciąż. sprężarki w % wydat. nominaln.	%	79,5	80,9	51,7	26,9	85,6	87,1	73,4	50,0	25,6	24,2
" " " " maksym.	%	maksy	malne	64,1	33,4	maksy	malne	84,2	57,3	29,3	27,7
Liczba obrotów sprężar. w/g gwarancji	*obr/min*	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Liczba obrotów sprężar. podczas pomiaru	*obr/min*	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Spółczynnik mocy silnika w/g gwarancji	*cos φ*	1,0	1,0	1,0	1,0	0,1	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Spółczynnik mocy silnika podczas pomiaru	*cos φ*	1,0	1,0	1,0	1,0	0,998	0,998	0,998	0,999	0,998	1,0
Wydatek											
Gwarantowany bez tolerancji	*zass. m^3/h*	3600	3600			3600	3600				
Gwarantowany po uwzględn. 5% tolerancji	*zass. m^3/h*	3420	3420			3420	3420				
Zmierzony	*zass. m^3/h*	2870	2909	1860	969	3082	3139	2642	1800	921	870
Niedotrzymanie wydatku bez tolerancji	*zass. m^3/h*	730	691			518	461				
Niedotrzymanie wydatku po uwzględn. 5% tolerancji	*zass. m^3/h*	550	511			338	281				
Niedotrzymanie wydatku po uwzględn. 5% tolerancji	%	16,1	15,0			9,9	8,2				
Rozchód energji.											
Praca adjabatycznego sprężania w/g gwarancji	*kWh/zass m^3*	0,0845	0,0845	0,0845	0,0845	0,0845	0,0845	0,0845	0,0845	0,845	0,0845
Praca adjabatycznego sprężania z pomiaru	*kWh/zass m^3*	0,0840	0,0838	0,0846	0,0840	0,0850	0,0843	0,0842	0,0848	0,848	0,0840
Różnica $t_{woda} - t_{pow.}$ w/g gwarancji	°C	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Różnica $t_{woda} - t_{pow.}$ z pomiaru	°C	−14,9	−14,4	−13,8	−12,3	+13,2	+12,7	+13,2	+13,2	+13,4	+12,7
Ilość wody chłodzącej w/g gwarancji	m^3/h	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Ilość wody chłodzącej z pomiaru	m^3/h	8,92	9,18	9,73	9,78	9,84	9,89	9,84	9,85	9,88	9,76

ciąg dalszy

Liczba pomiaru		pomiar odbiorczy				II pomiar odbiorczy					
		I a	I b	III	IV	I a	I b	II	III	IV a	IV b
Zmierzony rozchód mocy	*kW/zass m*³	0,1046	0,1021	0,1193	0,1626	0,1100	0,1090	0,1143	0,1303	0,1778	0,1812
Poprawki: na wielokrotność sprężania i prężn. zass. pow.		1,006	1,008	0,999	1,006	0,994	1,002	1,003	0,997	0,997	1,006
Poprawki: na temperaturę wody		1,025	1,024	1,023	1,021	1,964	0,965	0,961	0,961	0,961	0,962
Poprawki: na ilość wody		0,997	0,998	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Poprawki: wypadkowa		1,028	1,030	1,022	1,027	0,958	0,967	0,964	0,958	0,958	0,968
Zmierzony rozchód mocy po przeliczeniu na warunki gwarancyjne	*kW/zass m*³	0,1075	0,1052	0,1217	0,1670	0,1053	0,1053	0,1102	0,1250	0,1703	0,1753
Gwarantowany rozchód mocy: bez tolerancji	*kW/zass m*³	0,0978	0,0977	0,1085	0,1423	0,0965	0,0962	0,1000	0,1092	0,1453	0,1469
Gwarantowany rozchód mocy: po uwzględn. 5% tolerancji	*kW/zass m*³	0,1027	0,1026	0,1139	0,1494	0,1013	0,1010	0,1050	0,1148	0,1505	0,1542
Przekroczenie rozchodu mocy po uwzględnieniu tolerancji w wysokości 5% rozchodu gwarantowan.	*kW/zass m*³	0,0048	0,0026	0,0078	0,0176	0,0040	0,0043	0,0052	0,0102	0,0198	0,0211
	%	+4,7	+2,5	+6,8	+11,7	+4,0	+4,2	+4,9	+8,9	+13,2	+13,7

III. Pomiar chłodni kominowej.

Chłodnia systemu ociekowego o wydajności 3000 m^3/h została zbudowana w roku 1935 na fundamentach 2 starych chłodni. Wymiary chłodni były następujące:

Kształt chłodni prostokątny o przekroju natrysku 31,3 × 19,7 = 616 m^2; wysokość natrysku 6 *m;* wysokość chłodni od krawędzi fundamentu 27 *m;* przekrój komina ośmiokątny o średnicy koła wpisanego u podstawy 16,0 *m* — u wylotu 14,3 *m.*

Odczyty i wyniki obliczeń podane są poniżej w zestawieniu. Stwierdzony efekt chłodzenia był lepszy o około 0,2° C od gwarantowanego.

L. p.	Wskazania psychrometru			Obciążenie chłodni		Temperatury wody		
	Suchy termometr	Mokry termometr	Wilgotność powietrza			Na dopływie	Na odpływie	Strefa chłodzenia
	°C	°C	%	m³/h	m³/m²h	°C	°C	°C
I	24,1	18,5	55,4	3030	4,92	37,3	31,32	6,0
II	24,5	18,6	53,9	"	"	37,6	31,05	6,5
III	25,5	18,9	50,5	"	"	39,0	31,87	7,1
IV	25,0	18,6	51,0	"	"	38,5	32,12	6,4
V	24,5	18,0	50,0	3030	4,92	38,5	31,92	6,4
przeciętna za cały czas pomiaru	24,72	18,52	52,2	3030	4,92	38,14	31,66	6,48

L. p.	Poprawki temperatury wody				Gwarant. temp. wody		Przekroczenie gwarancji
	Na wilgotność	Na strefę chłodzenia	Na hydraul. obciąż.	Razem	Z tabeli	Skorygowane	
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
I	+0,49	—1,20	+0,14	—0,57	32,10	31,63	—0,31
II	+0,37	—1,05	+0,14	—0,54	32,44	31,90	—0,85
III	+0,16	—0,87	+0,14	—0,57	33,06	32,49	—0,62
IV	+0,12	—1,08	+0,14	—0,82	32,75	31,93	+0,19
V	—0,02	—1,08	+0,14	—0,92	32,44	31,48	+0,44
przeciętna za cały czas pomiaru	+0,22	—1,05	+0,14	—0,69	32,58	31,89	—0,23

IV. Gwarancje w umowach zakupu chłodni kominowych.

Przy pomiarach odbiorczych chłodni kominowych często stwierdzamy, że zastrzegana w umowach wysokość obniżenia ceny chłodni, na wypadek niedotrzymania gwarantowanego efektu chłodzenia, jest nieproporcjonalnie niska w stosunku do strat, jakie z tego tytułu ponosi odbiorca, a mianowicie zwykle obniżenie ceny chłodni wynosi 1% za przekroczenie 1° C gwarantowanej temperatury wody. Ustalenie tak nieznacznego obniżenia ceny za niedotrzymanie gwarancji chłodzenia uważamy za szkodliwe nietylko dla odbiorców, lecz również i tych dostawców, którzy starają się solidnie wywiązać z zawartych umów.

Poniżej podajemy krótkie omówienie wielkości charakteryzujących chłodnię kominową wzajemną ich zależność oraz gwarancje, jakich, zdaniem naszem, można żądać od dostawcy chłodni. Zasady działania chłodni nie podajemy, ponieważ była ona już omówiona dość obszernie w naszem sprawozdaniu za rok 1934 (Strata wody w chłodniach kominowych, str. 41.)

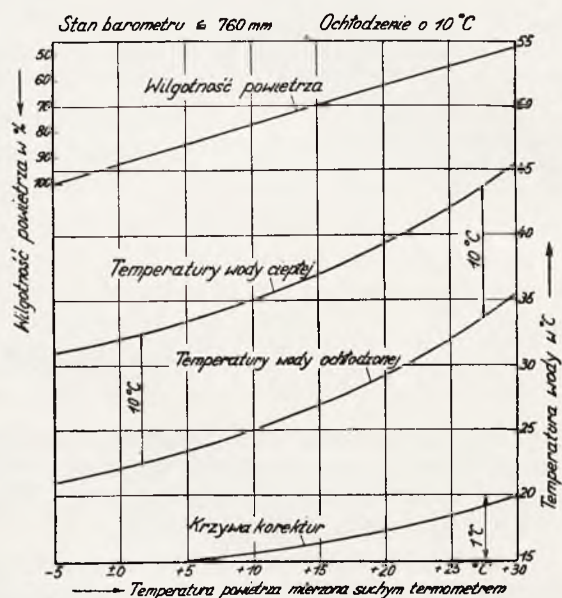
Charakterystyka chłodzenia.

Teoretyczną granicą chłodzenia wody w chłodni kominowej jest temperatura rosy atmosfery, t. j. temperatura wskazywana przez wilgotny termometr psychrometru. Z powyższej definicji idealnego procesu chłodzenia wynika pojęcie termicznej sprawności chłodzenia, którą można wyrazić wzorem:

$$\eta_{term} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \tau}$$

w którym t_1 — i t_2 oznaczają odpowiednio temperatury wody gorącej i zimnej τ — tempraturę rosy. Różnica $t_1 - t_2$ zwana strefą chłodzenia, nie zależy od chłodni, lecz wyłącznie od silnika, zaś τ — od warunków atmosferycznych. Miarą skuteczności chłodzenia w danych warunkach pracy chłodni jest więc temperatura zimnej wody t_2 i dlatego przyjęto charakteryzować pracę chłodni przez tak zwaną krzywą chłodzenia, jak to jest podane przykładowo na rys. 6

Na wykresie podana jest temperatura wody w zależności od temperatury powietrza i przy ściśle określonej jego wilgotności, zależnej również od temperatury pow. (krzywa wilgotności). Jeżeli zmierzona wilgotność powietrza różni się od wartości podanej przez krzywą wilgotności, to należy wprowadzić na temperaturę wody poprawkę w wysokości podanej przez krzywą korektur, a słusznej dla różnicy 10% wilgotności. Np. temperatura powietrza 24° C, zmierzona wilgotność 75%. Z wykresu znajdujemy, że temperatura wody 31,4° C jest słuszna przy wilgotności powietrza 57%. Ponieważ różnica wilgotności zmierzonej i znalezionej z wykresu wynosi 75 — 57 = 18%, a poprawka przy 24° C dla 10% wilgotności wynosi 0,6° C, a więc dla 18% poprawka na temperaturę wody wyniesie 18 . 0,6 : 10 = 1,08°, to jest temperatura wody przy powyższych warunkach atmosferycznych będzie wynosiła 31,4 + 1,08 = 32,48° C.



Rys. 6. Krzywa chłodzenia wody w chłodni kominowej

Każda chłodnia ma własną charakterystykę chłodzenia, zależną od jej konstrukcji, a dla tej samej chłodni krzywa chłodzenia zmienia się zależnie od obciążenia hydraulicznego, strefy chłodzenia i warunków atmosferycznych. Efekt chłodzenia wody zależy od natężenia powierzchni natrysku chłodni, dlatego wymiary chłodni są tem większe, im wymagana jest niższa temperatura wody ochłodzonej. Normalnie stosowany zakres temperatur wody ochłodzonej, przy temperaturze powietrza 15° C, wilgotności 70% i strefie chłodzenia 10° C, wynosi od 23 do 28° C. Dobór charakterystyki chłodzenia zależy w dużej mierze od rodzaju instalacji. z którą pracuje chłodnia kominowa oraz kosztów energji. Dla turbiny parowej można zgruba szacować, że zwiększeniu temperatury wody chłodzącej o 1° C odpowiada wzrost zużycia pary o 0,8%.

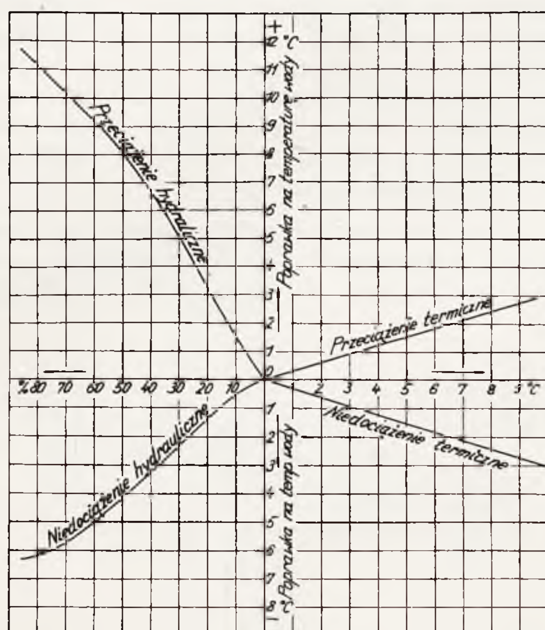
Przy porównywaniu charakterystyk należy zwrócić uwagę na krzywą wilgotności powietrza, ponieważ nie wszystkie firmy podają jednakowo korzystne wartości.

Przy pomiarach mieliśmy możność stwierdzenia, że ta sama chłodnia odpowiada gwarancjom przy odbiorze wykonanym w zimie, natomiast w lecie efekt chłodzenia był gorszy od gwarantowanego. Ponieważ dla odbiorcy jest ważny w pierwszym rzędzie efekt pracy w lecie, dlatego w umowie zakupu nale-

ży zastrzec, że pomiar odbiorczy chłodni będzie wykonany przy temperaturze powietrza nie mniejszej jak np. 20⁰ C.

Obciążenie i efekt chłodzenia.

W chłodniach kominowych mamy do czynienia z dwoma obciążeniami, a mianowicie hydraulicznem i termicznem. Obciążeniem hydraulicznem nazywamy ilość przepływającej przez chłodnię wody w jednostkę czasu.



Rys. 7. Krzywa poprawek na temperaturę wody w zależności od obciążenia hydraulicznego i termicznego chłodni kominowych.

Miarą jednostkową obciążenia hydraulicznego jest tak zwane natężenie powierzchni natrysku, które wyrażamy stosunkiem obciążenia hydraulicznego do przekroju poprzecznego chłodni. Obciążenie termiczne chłodni wyrażamy przez wielkość strefy chłodzenia. Efekt chłodzenia jest tem lepszy, im mniejsze jest hydrauliczne i termiczne obciążenie chłodni.

Jako wydajność chłodni może być przyjęta wielkość obciążenia hydraulicznego, przy którem następuje chłodzenie według gwarantowanej charakterystyki w danych warunkach pracy chłodni. Wpływ obciążenia hydraulicznego i termicznego na temperaturę wody ochłodzonej zależy od konstrukcji chłodni. Na rys. 7 podana jest przykładowo zależność ta dla pewnego typu chłodni systemu rozpryskowego; na osi odciętych z lewej strony wykresu podana jest procentowa różnica obciążenia rzeczywistego i nominalnego; na osi odciętych z prawej strony — różnica rzeczywistej strefy chłodzenia i strefy chłodzenia 10⁰ C, na osi rzędnych podana jest wielkość poprawek na temperaturę wody.

Maksymalna wielkość obciążenia hydraulicznego chłodni zależy w pierwszym rzędzie od wymiarów koryt rozprowadzających wodę. Często w umowach jest zastrzegana zdolność hydraulicznego przeciążenia chłodni do 200% obciążenia nominalnego, celem możności stwierdzenia wytrzymałości mechanicznej chłodni. Warunek ten nie ma większego znaczenia praktycznego, ponieważ wzrost naprężeń w poszczególnych elementach chłodni przy tego rodzaju próbie jest niewielki i zgóry można powiedzieć, że każda chłodnia próbę wytrzyma. Warunek ten pociąga za sobą bardzo wydatne zwiększenie wysokości koryt, gdyż jak wiadomo, ilość wypływającej wody przez otwory w dnach koryt jest proporcjonalna do pierwiastka z wysokości słupa wody.

Gwarancje techniczne chłodni.

Poniżej podajemy wyszczególnienie gwarancyj, których powinno się żądać od dostawcy chłodni.

1) Przy obciążeniu chłodni A m^3/h chłodzenie ma się odbywać według załączonej do umowy charakterystyki chłodzenia z toleraneją + 1⁰ C.
2) W wypadkach, gdyby podczas pomiaru, ze względów ruchowych, nie można było osiągnąć nominalnego obciążenia hydraulicznego chłodni A m^3/h, to zmierzone temperatury wody zostaną skorygowane według wykresu (rys. 7)
3) Gdyby podczas pomiaru, ze względów ruchowych, nie można było osiągnąć przyjętej w umowie strefy chłodzenia 10⁰ C, to zmierzona temperatura wody zimnej zostanie skorygowana według wykresu (rys. 7).
4) Pomiar zostanie wykonany przy temperaturze powietrza atmosferycznego conajmniej 20⁰ C i tylko wyniki uzyskane w tych warunkach będą miarodajne dla ostatecznego rozrachunku.
5) W razie niedotrzymania gwarancji chłodzenia obniżenie ceny będzie wynosiło:

8% —	**przy przekroczeniu**	**temperatury**	**wody**	o 1⁰ C
20% —	„	„	„	o 2⁰ C
32% —	„	„	„	o 3⁰ C
44% —	„	„	„	o 4⁰ C

Przy większem przekroczeniu chłodnia nie będzie przyjęta.

6) Pomiar odbiorczy zostanie wykonany według przepisów Związku Inżynierów Niemieckich (Polskie normy odbiorcze nie nie są jeszcze opracowane).

Prócz tego dostawca powinien zagwarantować jakość i nienaganną trwałość materjału oraz niezamarzanie chłodni, w sposób szkodliwy dla chłodzenia i konstrukcji, przy pracy jej nawet w okresie najsilniejszych mrozów. Można również żądać zagwarantowania hy-

draulicznego przeciążenia chłodni do 150% — obciążenia nominalnego, co jednak większego znaczenia praktycznego nie posiada.

V. Pomiar płuczki gazu generatorowego.

W jednej z Hut Górnośląskich została zainstalowana płuczka dla wymywania smoły i pyłu z retortowego gazu generatorowego. Poniżej podajemy opis pomiaru ze szczególnem uwzględnieniem metody badania czystości gazu.

Opis instalacji i gwarancje.

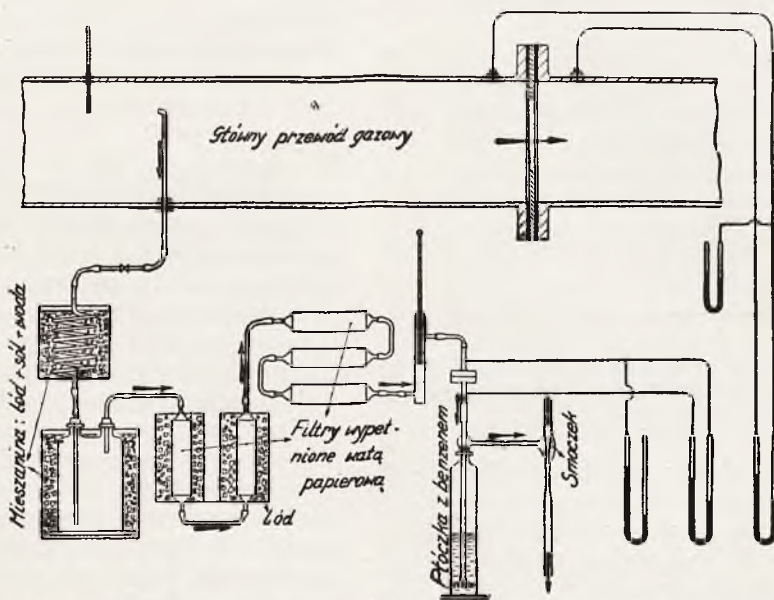
Płuczka została zbudowana dla wydajności 37200 rzecz. *m* gazu na godzinę. Instalacja składała się: z chłodni gazu, w której gaz był oziębiony przez natrysk smoły do ok. 70° C, dezintegratora o 970 *obr./min.* osuszacza gazu (łapacza kropel), wykonanego w postaci zbiornika z odcinkami rurek długości i średnicy 50 *mm*, tworzących warstwę grubości 1 *m*.

Opis pomiaru.

Przepływ gazu był mierzony za płuczką w poziomym rurociągu o średnicy 1000 *mm* przy pomocy kryzy o średnicy 600 *mm*. Spiętrzenia w kryzie były mierzone rejestrującym mikromanometrem. Gęstość gazu była oznaczona za płuczką przy pomocy aparatu Schillinga. Stan gazu (temperatura i prężność) był określany za chłodnią, za dezintegratorem, za osuszaczem oraz przed kryzą pomiarową.

Podczas pomiaru tłoczono smołę do dezintegratora i chłodnicy dwiema pompami, których wydajność, według oświadczenia Kierownictwa Ruchu, wynosiła 36 m^3/h. Podczas pierwszego pomiaru nieznaczną część smoły wtryskiwano do chłodni gazu, podczas drugiego — pompy tłoczyły smołę wyłącznie do dezintegratora.

Dla określenia czystości gazu, za płuczką była pobierana próbka z poziomego gazociągu w odległości ok. 10 *m* od łapacza kropel.



Rys. 8. Schemat instalacji pomiarowej zastosowanej przy pomiarze płuczki gazu.

Dezintegrator był napędzany przez silnik elektryczny o mocy 200 KM. 3000 V, 35 A, 970 *obr/min*.

Dostawca zagwarantował, że przy przepływie przez płuczkę 37200 rzecz. m^3 gazu o temperaturze 70° C zawartość substancyj stałych i płynnych w gazie oszyszczonym nie będzie większa niż 0,2 gr/m^3. Zapotrzebowanie mocy, mierzone na wale dezintegratora, nie przekroczy 145 *KM* z tolerancją $\pm$ 5%. Wysokość sprężania gazu, mierzonego jako różnica ciśnień na wejściu do dezintegratora i na wyjściu z łapacza kropel, będzie wynosiła conajmniej 150 *mm* sł. w. Ilość natryskiwanej smoły do dezintegratora powinna wynosić ok. 0,6 l/m^3 dopływającego gazu.

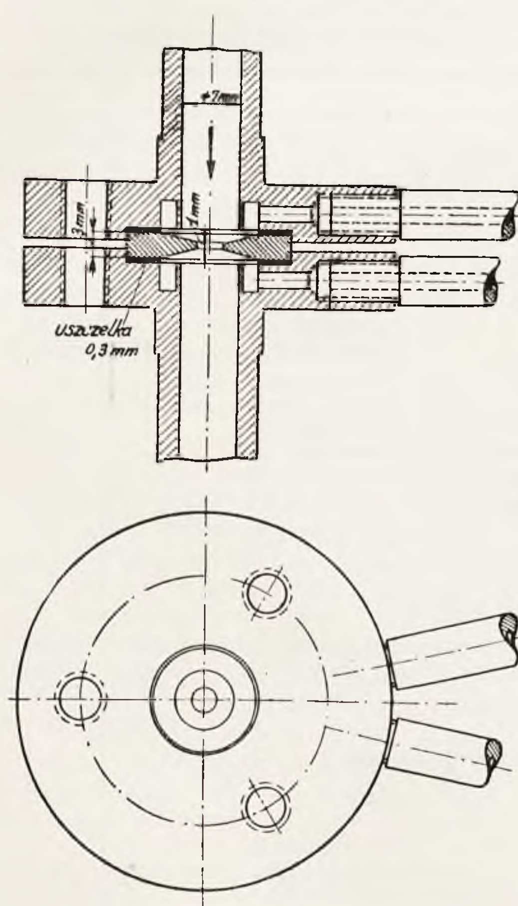
Próbkę zasysano inżektorem za pośrednictwem pionowej rurki miedzianej, której zagięty koniec wlotowy był skierowany przeciw prądowi gazu. Średnica otworu wlotowego rurki wynosiła 9 *mm*. Szybkości gazu w rurce i gazociągu były praktycznie jednakowe; rurkę umieszczano w gazociągu w chwili rozpoczynania pomiaru, a wyjmowano bezpośrednio po zakończeniu go. Podczas pomiaru rurka była przesuwana wzdłuż pionowej średnicy rurociągu, przyczem krańcowe położenia jej otworu wlotowego były odległe o 300 *mm* od środka gazociągu.

Dla zaabsorbowania zanieczyszczeń zawartych w gazie przepuszczano go przez szklaną wężownicę, naczynie ociekowe, pięć

filtrów z watą papierową, dyszę pomiarową oraz płuczkę wypełnioną benzenem. Wężownica i naczynie ociekowe były chłodzone mieszaniną lodu i soli kuchennej, dwa pierwsze filtry — lodem. Poszczególne elementy instalacji były połączone wężami gumowemi, na których po pomiarze smoły nie stwierdzono. Schemat instalacji podany jest na rys. 8.

Jeżeli gaz nie jest dobrze chłodzony przed filtrami, następuje kondensowanie się pary w filtrach i zapychanie się ich. W następstwie tego wzrastają szybko opory przepływu co pociąga za sobą konieczność wymiany filtrów podczas pomiaru.

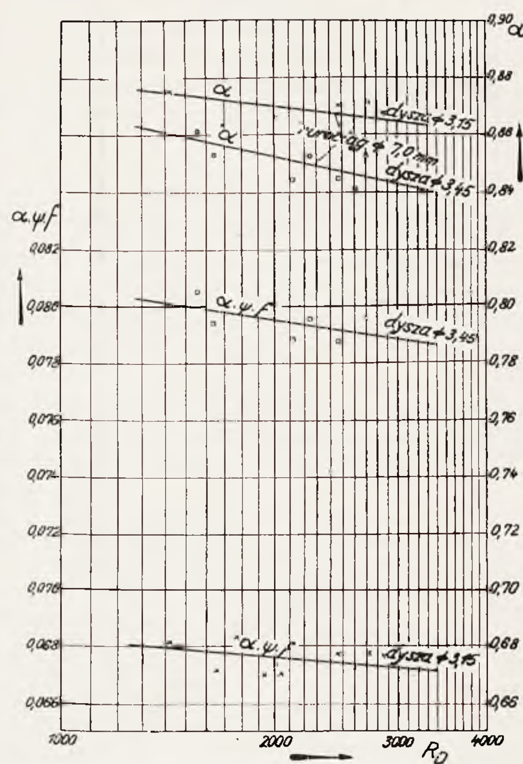
Płuczka benzenowa była umieszczona za dyszą pomiarową, aby uniknąć wpływu pary benzenowej na pomiar ilości odgałęzionego gazu. Przy wstępnym pomiarze płuczka była wypełniona eterem, jednakże na skutek inten-



Rys. 9. Konstrukcja i montaż dyszy przy pomiarze płuczki gazu.

sywnego parowania eteru następowało skraplanie i zamarzanie zawartej w gazie pary wodnej i dlatego bardzo znacznie wzrastały opory przepływu gazu.

Pomiar ilości odgałęzionego gazu wykonany był przy pomocy dyszy o średnicy 3,15 *mm;* spiętrzenia w dyszy mierzono mikromanometrem. Konstrukcja dyszy i sposób jej ustawienia podany jest na rys. 9. Dysza była uprzednio wycechowana, w identycznych warunkach z pomiarowemi, przy pomocy powietrza i wody w laboratorjum Stowarzyszenia Dozoru Kotłów Parowych; wyniki cechowania dysz o średnicy 3,15 i 3,45 *mm* podane są na rys. 10.



Rys. 10 Wyniki cechowania dysz o średnicy 3,15 i 3,45 *mm*

Oznaczenie zawartości smoły i pyłu.

Ilość kondensatów oznaczono jako różnicę ciężarów naczynia ociekowego i filtrów przed i po pomiarze.

Smoła i pył z rurki miedzianej i wężownicy były wymywane eterem. Kondensat zebrany z naczynia ociekowego był filtrowany przez wysuszony i zważony sączek analityczny, przez który następnie filtrowano substancje wypłukane z rurki i wężownicy. Po kilkakrotnem przemyciu sączka eterem, w celu usunięcia z niego smoły, suszono go i ważono. Przyrost ciężaru sączka przyjęto jako zawartość pyłu w gazie.

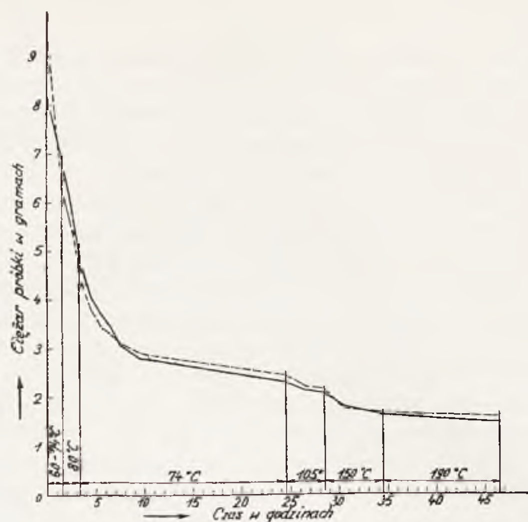
Smołę zawartą w kondensacie ekstrahowano eterem, który następnie filtrowano. Smołę zawartą w wacie filtrów rozpuszczano również w eterze. Eterowe roztwory smoły stężano na grzejniku elektrycznym 100 W, a następnie przez półtorej godziny—na kąpieli wodnej, podnosząc stopniowo jej temperaturę w następujących granicach: zmierzona temperatura gazu za dezintegratorem — temperatura gazu przed dezintegratorem. Zawartość płuczki benzenowej odparowano na kąpieli wodnej w temperaturze ok. 100° C.

Na wyniki pomiaru ma duży wpływ czas i temperatura oraz powierzchnia wyparowania w naczyniu zawierającem próbę smoły. Przy podgrzewaniu smoły przez półtorej go-

dziny na kąpieli wodnej w temperaturze od 60 — 74° C odparowuje również część substancyj, których temperatura wrzenia jest wyższa od 74° C, a więc rzeczywista zawartość smoły w gazie musiała być wyższą od wyznaczonej. Dla wyjaśnienia wpływu czasu i temperatury stężania smoły, wykonano próbę odparowania w suszarce elektrycznej przy użyciu zlewek średnicy 70 *mm;* wyniki podane są na rys. 11.

Zestawienie odczytów.

			I	II
Czas trwania pomiaru		*min*	90	90
Ciśnienie barometryczne . . .		*mm Hg*	748,8	748,3
Płuczka				
Stan gazu przed dezintegratorem	podciśnienie	*mm* H_2O	172	175
	prężność abs.	kg/cm^2	1,001	1,000
	temperatura	^0C	73,4	72,8
Stan gazu za dezintegratorem	nadciśnienie	*mm* H_2O	153	147
	prężność abs.	kg/cm^2	1,033	1,032
	temperatura	^0C	59,8	61,1
	ciężar właściwy gazu suchego przy 0°C i 760 *mm Hg*	kg/cm^3	1,067	1,030
Stan gazu w głównym rurociągu przed kryzą	nadciśnienie	*mm* H_2O	4	7
	prężność abs.	kg/cm^2	1,018	1,018
	temperatura	^0C	56,8	58,1
	Spiętrzenie przy przepływie przez kryzę	*mm* H_2O	45,0	45,5
Próbka gazu				
Stan odgałęzionego gazu przed dyszą	podciśnienie	*mm Hg*	44,3	47,8
	prężność abs.	kg/cm^2	0,958	0,952
	temperatura	^0C	29,9	31,2
	spiętrzenie przy przepływie przez dyszę	*mm* H_2O	155	166
Zanieczyszczenie gazu				
Ilość skondensowanej wody przy przepływie badanej próbki gazu przez instalację pomiarową		*gr*	304	315
Zawartość pyłu w kondensacie		"	0,023	0,021
Zawartość smoły	w kondensacie, rurce i wężownicy	"	2,666	2,123
	w filtrach	"	4,224	4,231
	w płuczce benzenowej	"	0,120	0,078
	razem smoły	"	7,010	6,432
Ogólna zawartość smoły i pyłu		"	7,033	6,453
Silnik				
Liczba obrotów		*obr/min*	970	970
Napięcie prądu		*V*	3050	3050
Natężenie prądu		*A*	29,5	29,6
Spółczynnik mocy		*cos φ*	0,84	0,85
Częstotliwość		*okr/sek*	50,0	50,0
Moc pobrana przez silnik . .		*kW*	130,1	131,6



Rys 11. Wpływ temperatury i czasu ogrzewania na wagę próbki smoły

Zestawienie wyników obliczeń.

			I	II
Czas trwania pomiaru . . .		*min*	90	90
Obciążenie płuczki				
Objętość gazu	z pomiaru kryzą	nm^3/h	14500	14600
	" "	*rzecz.* m^3/h	21510	22000
	na wejściu do dezintegratora	"	30000	29750
	na wyjściu z łapacza kropel	"	21900	23150
Wysokość sprężenia gazu	podciśnienie przed dezint.	mmH_2O	172	175
	nadciśnienie za dezintegr.	mmH_2O	153,3	147
	nadciśnienie za łapaczem kropel	mmH_2O	148	140
	wysokość sprężenia	mmH_2O	320	315
Rozchód energji				
Moc pobrana przez silnik		*kW*	130,1	131,6
Sprawność silnika (założona)		%	88	88
Moc pobrana przez dezintegrator		*kW*	124,5	125,8
		KM	169,2	171,0
Zanieczyszczenie gazu				
Ilość odgałęzionego gazu	z pomiaru dyszą	nm^3	1,74	1,83
		rzecz. m^3	2,12	2,24
	odniesiona do stanu przed dezintegr.	rzecz. m^3	2,63	3,74
	odniesiona do stanu za łapaczem kropel	*rzecz.* m^3	2,64	2,80
Ilość zebranego kondensatu		*gr*	304	315
Ilość substancyj stałych		*gr*	0,023	0,021
Ilość smoły w kondensacie i filtrach		*gr*	6,890	6,354
Ilość smoły w płuczce benzenowej		*gr*	0,120	0,078
Zebrana ilość smoły i pyłu		*gr*	7,033	6,453
Zawartość smoły i pyłu	w rzecz. m^3 gazu za płuczką	gr/m^3	2,66	2,31
	w norm. m^3 gazu suchego	gr/nm^3	4,04	3,52

Omówienie wyników pomiaru.

Ilość płukanego gazu na wejściu do płuczki wynosiła podczas pierwszego pomiaru 30000—podczas drugiego 29750 rzecz m^3/h, to jest 80,6 i 79,9% obciążenia nominalnego.

Rozchód mocy na wale dezintegratora wynosił 169,2 i 171,0 KM. to jest 112,8 i 114% rozchodu gwarantowanego, czyli po uwzględnieniu umownej tolerancji 5%, przekroczenie rozchodu mocy wynosiło 7,8 i 9,0%. Jednocześnie jednak wysokość sprężania gazu była znacznie wyższa od gwarantowanej, bo wynosiła 320 *mm* zamiast — 150 *mm* słupa wody.

Zawartość smoły i pyłu w gazie była znacznie większa niż gwarantowana, bo wynosiła 2,66 i 2,31 gr/m^3, co należy zdaje się przypisać niedostatecznemu wyregulowaniu instalacji. Jednocześnie należy zaznaczyć, że pomiar odbył się bez udziału przedstawicieli dostawcy i regulacją instalacji zajmowało się kierownictwo ruchu zakladu.

VI. Badania ilości oraz stopnia zanieczyszczenia wód oddawanych do rzeki Rawy.

W roku sprawozdawczym rozpoczęliśmy pomiary wód, oddawanych do rzeki Rawy przez gminy i te zakłady przemysłowe, które są członkami związku „Rawa". (Instytucja ta została utworzona w roku 1913 przez zainteresowane gminy i zakłady przemysłowe, leżące w dorzeczu Rawy, celem uregulowania spraw wodnych w dorzeczu oraz przeprowadzenia regulacji koryta rzeki.) Wyniki przeprowadzanych przez nas pomiarów mają być podstawą dla wyznaczenia opłat za oddawanie do rzeki t. zw. „brudnej wody", to jest jakiejkolwiek wody z wyłączeniem wody powierzchniowej z opadów atmosferycznych. Całość powierzonych nam prac obejmuje około 30 punktów pomiarowych oraz około 240 analiz wody. W roku sprawozdawczym wykonaliśmy około 25% prac zleconych, całość ma być zakończona w roku 1936.

Pomiary ilości wody.

Czas i metoda pomiarów.

Ilość wody oddawanej przez kopalnie naogół nie ulega większym wahaniom, natomiast pozostałe zakłady oddają zmienne ilości, zależnie od zatrudnienia i pory roku. Jest rzeczą zrozumiałą, że wyniki są tem dokładniejsze im dłuższy jest czas pomiaru, a co daje się łatwo osiągnąć jeżeli można zabudować wodomierze skrzydełkwe. W większości wypadków woda jest oddawana kanałami otwartemi, które służą jednocześnie do odprowadzania wód burzowych. Ponieważ rozporządzalne spiętrzenie w kanałach jest nieznaczne, a zanieczyszczenie wody jest duże, posługiwanie się wodomierzami skrzydełkowemi jest niemożliwe.

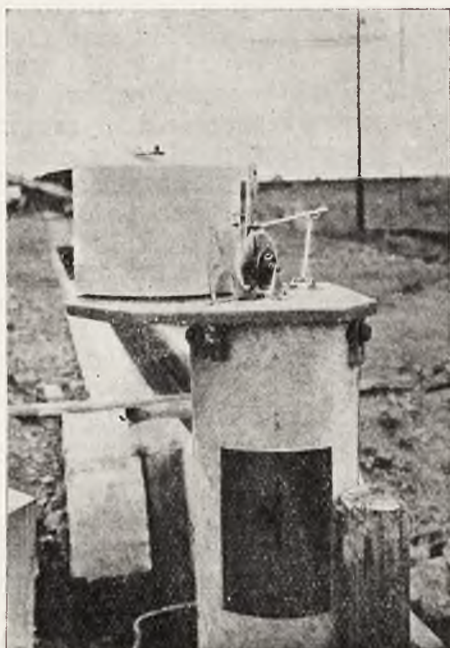
Wreszcie często punkty pomiarowe znajdują się poza terenem zakładu i na skutek tego konieczna jest stały nadzór nad wodomierzami. Z powyższych względów Związek „Rawa" postanowił wykonać w każdym zakładzie dwa jednotygodniowe pomiary w okresie kilkumiesięcznym. W wyjątkowych wypadkach, gdy w ten sposób określona ilość wody nie może być przyjęta jako średnia roczna, pomiary są przedłużane, zależnie od warunków lokalnych. Ponieważ w okresie pomiaru zakład może i zwykle ogranicza ilość oddawanej wody do możliwego minimum, dlatego uzyskane wyniki nie są ilościami rzeczywiście oddawanej wody, a należy je traktować jako minimalne, które Zaklad musi odprowadzać do Rawy.

Jako podstawową metodę pomiarową przyjęto metodę przelewu, przyczem spiętrzenia mierzone są aparatami rejestrującemi, a więc uzyskiwane wyniki dają ciągły obraz zmian przepływu w badanym okresie czasu. O ile metody przelewu nie można stosować, np. w wypadku gdy ilość wody jest nieznaczna, pomiar jest wykonywany jakąkolwiek inną dostępną metodą, a więc zapomocą dysz, wodomierzy skrzydełkowych, zbiorników, pływaków i t. p. przyczem każdorazowo metoda pomiarowa jest uzgadniana ze Związkiem i zainteresowanym Udziałowcem.

Sposób wykonania pomiaru przy pomocy przelewu.

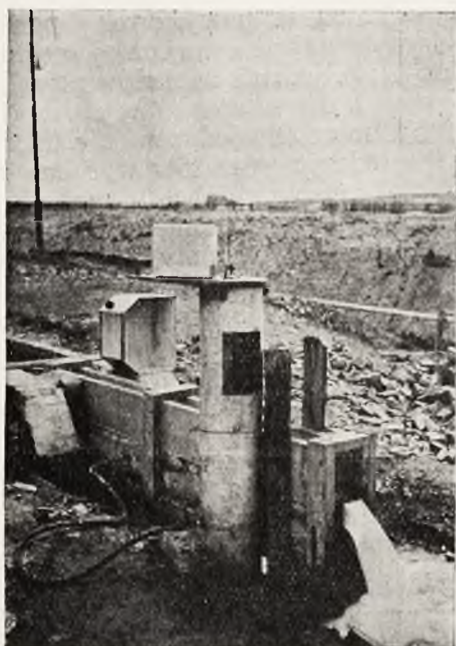
Dla wykonania powyższych pomiarów konieczne było użycie conajmniej pięciu aparatów, gdyż np. jeden z zakładów posiadał tyle odpływów, które ze względów zrozumiałych musiały być mierzone jednocześnie. Koszt zakupu tego rodzaju aparatów wyrobu zagranicznego był wysoki. Wobec b. małego prawdopodobieństwa korzystania z aparatów w przyszłości, zdecydowaliśmy się je wykonać we własnym zakresie. Ogółem zbudowaliśmy 5 aparatów dwuch typów, opartych na wspólnej zasadzie działania, a mianowicie ruch zwierciadła wody przed przelewem (spiętrzenie) przenoszony jest za pośrednictwem pływaka i struny stalowej na kółko, z którem połączona jest sztywno krzywka, przesuwająca piórko aparatu. Aby móc bezpośrednio planimetrować wykres, kształt krzywki został tak dobrany, że wychylenie piórka jest proporcjonalne do $\sqrt{h^3}$; (h — spiętrzenie wody przed przelewem), a więc — do ilości przepływającej wody. Papier w obu typach aparatów napędzany jest przez zwykły, lecz dość silny mechanizm zegarowy, którego działanie wzmocnione jest przez dodatkową sprężynę,

a więc zegar spełnia właściwie tylko rolę regulatora. Zastosowaniu specjalnego mechanizmu zegarowego, stała na przeszkodzie wysoka jego cena, przewyższająca koszt wykonania całego aparatu. Obydwa typy aparatów różnią się układem dźwigien oraz rodzajem papieru rejestracyjnego, co widać z rysunków 12, 13, 14 i 15.



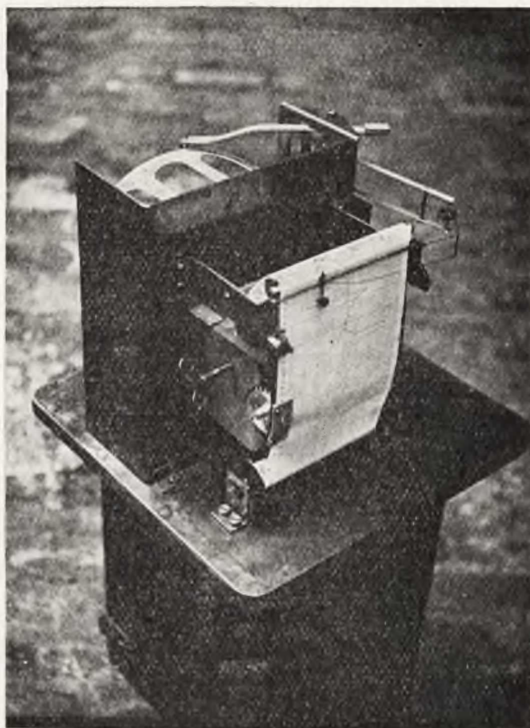
Rys. 12

Aparaty bębnowe posiadają 3 szybkości posuwu papieru, a mianowicie 1 obrót bębna



Rys. 13

w ciągu 1 doby, 3 dób i tygodnia. Zakres spiętrzeń 200 i 300 *mm*, wysokość pisania 120 *mm*.



Rys. 14

Dokładność wskazań przy maksymalnem wychyleniu piórka wynosi około 2%. Wszystkie



Rys. 15

pomiary w roku sprawozdawczym zostały wykonane przy pomocy czterech aparatów tego typu, przyczem mieliśmy następujące trudności.

Podczas jednego z pomiarów struna stalowa o średnicy 0,3 *mm*, na której wisi pływak, pękała po 3 dniach pracy, na skutek skorodowania jej przez kwasy i parę, znajdujące się w kanale. Dość duże trudności były spowodowane kondensowaniem się parv wodnej w aparacie, co pociągało za sobą wydłużanie się i kurczenie papieru. Normalny papier, stosowany dla aparatów samopiszących, pod wpływem wilgoci wydłużał się do 3%, po zastosowaniu kalki woskowanej wydłużanie się papieru wynosiło do ok. 1,5%. Pomimo tak ciężkich warunków pracy, mechanizmy zegarowe pracowały bez zarzutu.

Drugi typ aparatu, z papierem taśmowym, posiada poziomy układ dźwigien, co pozwoliło na lepsze zrównoważenie go, pozatem jest on rozwiązany w ten sposób, że spiętrzenia mogą być przenoszone za pośrednictwem pływaka lub mogą być mierzone przy pomocy wagi pierścieniowej.

Koszt wykonania tego aparatu jest wyższy niż poprzedniego.

Ilość wody jest obliczona ze wzoru:

$$Q = \frac{2}{3}\,\alpha\,.\,b\,.\,h\,\sqrt{2gh}\;m^3/h$$

w którym oznaczają:

h — wysokość spiętrzenia w m
b — szerokość przelewu w m
g — przyśpieszenie ziemskie 9,81 m/sek^2
α — spółczynnik przepływu obliczany ze wzoru:

gdy $b = B$.

$$\alpha = 0{,}615\left[1 + \frac{1}{1000\,h + 1{,}6}\right].$$
$$.\left[1 + 0{,}5\,\left(\frac{h}{h+s}\right)^2\right]$$

gdy zaś $b < B$

$$\alpha = \left[0{,}578 + 0{,}037\,\left(\frac{b}{B}\right)^2 + \right.$$
$$\left. + \frac{3{,}615 - 3\,\left(\frac{b}{B}\right)^2}{1000\,h + 1{,}6}\right].$$
$$.\left[\left(1 + 0{,}5\,\left(\frac{b}{B}\right)^4\,.\,\left(\frac{h}{h+s}\right)^2\right]$$

w którym wysokość zapory „s", szerokość kanału „B" oraz pozostałe wielkości wyrażone są w *m*.

Powyższe wzory są słuszne, gdy:

$$s \gtrless 300\;mm; \quad \frac{25}{\frac{b}{B}} \leq h \leq 300; \quad \frac{h}{s} \leqq 1$$

Badanie stopnia zanieczyszczenia wody.

Określanie stopnia zanieczyszczenia wody w latach poprzednich oparte było na następującej zasadzie:

Za zawartości zawiesiny mechanicznej, osadzającej się w normalnych warunkach w ciągu 2 godzin w ilości

mniejszej niż 1 cm^3/l przyjmowano spółczynnik	1
od 1 cm^3/l do 2 cm^3/l przyjmowano spółczynnik	2
od 2 cm^3/l do 5 cm^3/l przyjmowano spółczynnik	3
od 5 cm^3/l do 10 cm^3/l przyjmowano spółczynnik	4
powyżej 10 cm^3/l przyjmowano spółczynnik	5

Zanieczyszczenia chemiczne:

Za kwasowość lub alkaliczność wody	2
Za obecność substancyj organicznych, gnilnych	4
Za obecność karbolu, smoły, krezolu lub fenolu	8

Ogólny stopień zanieczyszczenia wody równał się sumie spółczynników za poszczególne zanieczyszczenia. Wysokość opłaty za oddawaną wodę była proporcjonalna do iloczynu z ilości rzeczywiście oddawanej wody na stopień jej zanieczyszczenia. Ponieważ ogólna suma rocznych opłat z tego tytułu jest zależna jedynie od wydatków ponoszonych przez Związek na roboty regulacyjne, a więc absolutne wielkości spółczynników nie mają znaczenia, ważny jest natomiast tylko ich wzajemny stosunek.

Powyższy sposób oznaczania stopnia zanieczyszczenia wody miał następujące wady:

1) Degresja spółczynnika zanieczyszczenia mechanicznego wody, sprzeczna z ogólną zasadą wymiaru opłat, mającą na celu pobudzenie Zakładów do oczyszczania wody przed oddaniem jej do rzeki.
2) Nieuwzględnienie zawiesiny nieosadzającej się w ciągu 2 h i koloidalnej, stosunkowo trudnych do usunięcia, a szkodliwość których dla rybostanu daje się odczuć jakoby jeszcze w Wiśle poniżej Krakowa.
3) Uzależnienie wysokości spółczynnika od obecności a nie od ilości poszczególnych zanieczyszczeń chemicznych.
4) Nieuwzględnienie tych zanieczyszczeń, które wpływają na jakość wody używanej dla celów przemysłowych, gdyż jakkolwiek woda z rzeki Rawy właściwie dla celów przemysłowych nie nadaje się, to jednak kilka Hut stosuje ją jako wodę chłodzącą.

5) Niepodanie metod oznaczenia poszczególnych zanieczyszczeń, co powodowało, że zainteresowany Zakład nie mógł przeprowadzić analizy kontrolnej.

Na podstawie wytycznych podanych nam przez Związek „Rawa" opracowaliśmy metodę oznaczania stopnia zanieczyszczenia wody, która z nieznacznemi zmianami została przyjęta przez komisję techniczną Związku „Rawa", w skład której wchodzili przedstawiciele Stowarzyszenia Inżynierów Chemików w Katowicach. Jakkolwiek poniżej podana metoda wymaga jeszcze zatwierdzenia przez Władze Związku, to jednak badania są już według niej wykonywane.

Poniżej podany jest równoważnik zanieczyszczenia wody w procentach ilości wody oddawanej przez poszczególnego udziałowca w okresie 1 roku.

1. Za każdy 0.1 cm^3 w litrze zawiesiny grubej dolicza się 0,5%
2. Za każdy *mg/l* wysuszonej zawiesiny drobnej dolicza się 0,1%
3. Za zawartość 0,1 *m vol* kwasów mocnych w litrze wody dolicza się 1,0%
4. Za zawartość 0,1 *m vol* zasad mocnych w litrze wody dolicza się 0,5%
5. Za każdy stopień twardości ogólnej powyżej 50^0 niem. dolicza się 0,2%
6. Za 1 *mg/l* tlenków metali ciężkich (Fe, Zn, Mn, i t. d.) w stanie rozpuszczonym powyżej 20 *mg/l* dolicza się 0,04%
7. Za każde 250 *mg/l* substancyj rozpuszczonych powyżej 1500 *mg/l* dolicza się 1,0%
8. Za każdą 1/40 powierzchni zwierciadła wody, w naczyniu osadczem, pokrytą plamami tłustemi dolicza się 10%
9. Za substancje rozpuszczalne w benzenie dolicza się za każde 10 *mg/l* 5%

Ekstrakcję benzenową wykonywuje się w wypadku, gdy utlenialność wody wykonana metodą Kubel'a wykazuje zużycie tlenu powyżej 20 *mg* O_2 na litr badanej wody.

10. Za utlenialność wody powyżej 8 *mg* O_2/l dolicza się za każdy *mg* O_2/l. 0,3%
11. Za gnilność wyrażoną w *mg* O_2/l dolicza się za każdy *mg* O_2/l 3,0%
12. Przejrzystość wody filtrowanej (spółczynnik narazie nieustalony).

Przy obliczaniu, każdą rozpoczętą ilość, podaną w poszczególnych punktach jako jednostkę danego zanieczyszczenia, liczy się za całą.

Wyżej podane spółczynniki zostaną skorygowane przez Związek, o ile okaże się tego potrzeba, po przeprowadzeniu analiz u wszystkich udziałowców.

Metod oznaczenia poszczególnych zanieczyszczeń nie podajemy, ponieważ zostały one opublikowane w czasopiśmie „Technik" Nr. 3 — 1936 r.

Drukarnia „ZGODA" J. Klimczak i S-ka, Zielna 47. Tel. 619-57.